

Matti Hartikainen

VARASTOPORTAALIN PUUKAPPALETARTTUJAN SUUNNITTELU

VARASTOPORTAALIN PUUKAPPALETARTTUJAN SUUNNITTELU

Matti Hartikainen
Opinnäytetyö
Kevät 2014
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikka, koneautomaatio

Tekijä: Matti Hartikainen
Opinnäytetyön nimi: Varastoportaalin puukappaletarttujan suunnittelu
Työn ohjaajat: Timo Väyrynen, Matti Ylitalo
Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: kevät 2014 Sivumäärä: 40 + 2 liitettä

Opinnäytetyön aiheena oli varastoportaalin puukappaletarttujan suunnittelu. Työ tehtiin Autoprod Oy:n toimeksiannosta. Työssä suunniteltiin puukappaleita kuljettavalle portaalirobotille kääntö- ja tarttujatoiminnot.

Suunniteltavan tarttujan täytyi pystyä kääntämään 200 mm - 6 000 mm:n pituisia lankkuja ja pinoamaan niitä tarkasti 20 mm:n välein. Kääntötoimintoon kuluva aika oli rajattu, koska kyse on tuotantolinjasta ja tuotteen läpimenoaika pyritään minimoimaan.

Tarttujan rakenteissa tuli käyttää yleisiä rakenneteräksiä ja -alumiineja sekä mahdollisimman paljon standardoituja vakiokomponentteja. Suunnittelussa tuli myös ottaa huomioon työturvallisuus ja pyrkiä minimoimaan tarttujan valmistuskustannukset.

Tarttuja suunniteltiin jo valmiina olevaan varastoportaaliin, jossa tartunta puukappaleeseen toteutettiin alipainetarttujilla ilman kääntötoimintoa. Pitovoimaa lisääväksi toiminnoksi suunniteltiin myös mekaaninen tarttuja.

Ratkaisua kääntötoiminnoksi haettiin luovien ongelmanratkaisumenetelmien avulla. Jatkokehitykseen selvisi nivelmekanismi, hammaspyörä-hammastankomenetelmä ja toteutus sähkötoimilaitteilla. Näistä vaihtoehdoista tehtiin Inventor-ohjelmalla luonnostyyliset 3D-mallit ja vaihtoehtoihin perehdyttiin tarkemmin.

Kääntötoiminto päätettiin toteuttaa sähkötoimilaitteiden avulla. Toimilaitteiksi valittiin servovaihdet ja -moottori. Valintaa puolsivat servojärjestelmän portaaton säätö, luotettavuus ja yksinkertainen mitoitus sekä valinta.

Pitovoimaa lisääväksi toiminnoksi valittiin puristintyyppinen ratkaisu nivelmekanismin avulla. Siinä toimilaitteena oleva servomoottori välittää pyörivän liikkeen puristavaksi voimaksi niveltä.

Asiasanat: robotiikka, teollisuusautomaatio, kääntölaite, tarttuja

ALKULAUSE

Opinnäytetyö tehtiin Oulun ammattikorkeakoulun Tekniikan yksikön kone- ja tuotantotekniikan osastolle. Työn toimeksiantaja oli Autoprod Oy, ja työ toteutettiin keväällä 2014.

Haluan kiittää Autoprod Oy:n mekaniikkasuunnittelija Matti Ylitaloa ohjeista ja neuvoista opinnäytetyön eri vaiheissa. Lisäksi haluan kiittää lehtori Timo Väyrystä sekä lehtori Tuija Juntusta opinnäytetyöni ohjauksesta ja Autoprod Oy:n mekaniikkasuunnittelija Esa Kettusta neuvoista suunnittelutyön edetessä. Erityisesti haluan kiittää avopuolisoani ja tyttärtäni tuesta ja ymmärryksestä viimeisien kuukausien aikana.

Oulussa 26.5.2014

Matti Hartikainen

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ALKULAUSE	4
SISÄLLYS	5
1 JOHDANTO	7
1.1 Autoprod Oy	7
1.2 Opinnäytetyön tavoitteet	8
2 SUUNNITTELUTYÖN LÄHTÖKOHDAT	9
3 AKSELIN MITOITUS	11
3.1 Akselin mitoituksen lähtökohdat	11
3.2 Laakerointi akselille	12
3.3 Materiaalin valinta	12
3.4 Akselin muotoilu ja pinnanlaadun viimeistely	13
3.5 Akselin kuormitukset	13
4 AKSELIN MITOITUS LAITTEESEEN	15
4.1 Tarvittavan vääntömomentin laskeminen	15
4.2 Akselin halkaisijan laskeminen	17
5 KÄÄNTÖMEKANISMIN SUUNNITTELU	19
5.1 Morfologinen kaavio ja osatoiminnot	19
5.2 Kokonaistoimintojen valinta	20
5.3 Vaihtoehto 1: nivelmekanismi	20
5.4 Vaihtoehto 2: hammaspyörä-hammastankomenetelmä	22
5.5 Vaihtoehto 3: sähkötoimilaitteet	23
6 TARTTUJAN VAIHTOEHDOT	25
6.1 Piikkitarttuja	25
6.2 Nivelmekanismi	25
7 TOIMILAITTEIDEN VALINTA	30
7.1 Kääntötoiminnon komponentit	31
7.2 Laakereiden mitoitus	32
7.3 Tarttujan komponenttivalinnat	36
8 YHTEENVETO	38

LÄHTEET

40

LIITE 1 Vaatimuslista

LIITE 2 Lähtötietomuistio

1 JOHDANTO

Opinnäytetyössä suunnitellaan tuotantolinjalla sijaitsevan puukappaleita kuljettavan varastoportaalirobotin tarttujaan kääntötoiminto. Työssä pyritään hyödyntämään mahdollisimman paljon jo olemassa olevia osia ja komponentteja. Tarttuja tulee suunnitella siten, että se kääntyy 180 astetta kahdessa sekunnissa. Lisäksi työssä suunnitellaan pitovoimaa lisääväksi toiminnoksi mekaaninen tarttuja.

Aikaisemmin tuotantolinjalla kulkevat puukappaleet käännettiin linjastolla olevassa erillisessä kääntöyksikössä. Kääntötoiminto halutaan integroida varastoportaalin yhteyteen, koska edellisessä kääntötoiminnossa kului liian paljon aikaa ja näin ollen se hidasti kappaleiden läpimenoaikaa tuotantolinjalla.

Opinnäytetyö jakaantuu kahteen pääosaan, kääntötoiminnon suunnitteluun sekä tarttujaelimen suunnitteluun. Kyseiset toiminnot ovat toisistaan riippumattomia ja niiden suunnittelu tehdään erikseen. Lopullisen laitteen kaikista osista tehdään 3D-mallit sekä valmistuspiirustukset.

1.1 Autoprod Oy

Autoprod Oy on vuonna 2005 perustettu suomalainen teknologiayritys, joka on erikoistunut puuristikkorakenteiden tuotantoautomaation kehittämiseen, valmistamiseen, myyntiin ja tuotantoautomaatioon liittyviin palveluihin. Autoprod Oy:n tuotteet perustuvat patentoituun tekniikkaan. (1.)

Autoprod Oy kehittää, valmistaa ja myy täysautomaattisia puuristikkorakenteiden kokoonpanolinjoja. Kokoonpanolinjat toimivat CAD/CAM-periaatteen mukaisesti. Autoprod Oy:n kokoonpanolinja on modulaarisesti sovitettavissa asiakkaan tarpeiden mukaisesti. Linjaston käyttö vaatii yhden henkilön työpanoksen. (1, linkki Tuotteet.)

Autoprod Oy valmistaa monenlaisia kokoonpanoratkaisuja asiakkaan tarpeisiin. Eri kokoonpanolinjayhdistelmillä voidaan valmistaa maksimissaan 24 metriä pitkiä puuristikoita ja tuotantokapasiteetin kasvattaminen onnistuu laajennusmoduuleilla.

1.2 Opinnäytetyön tavoitteet

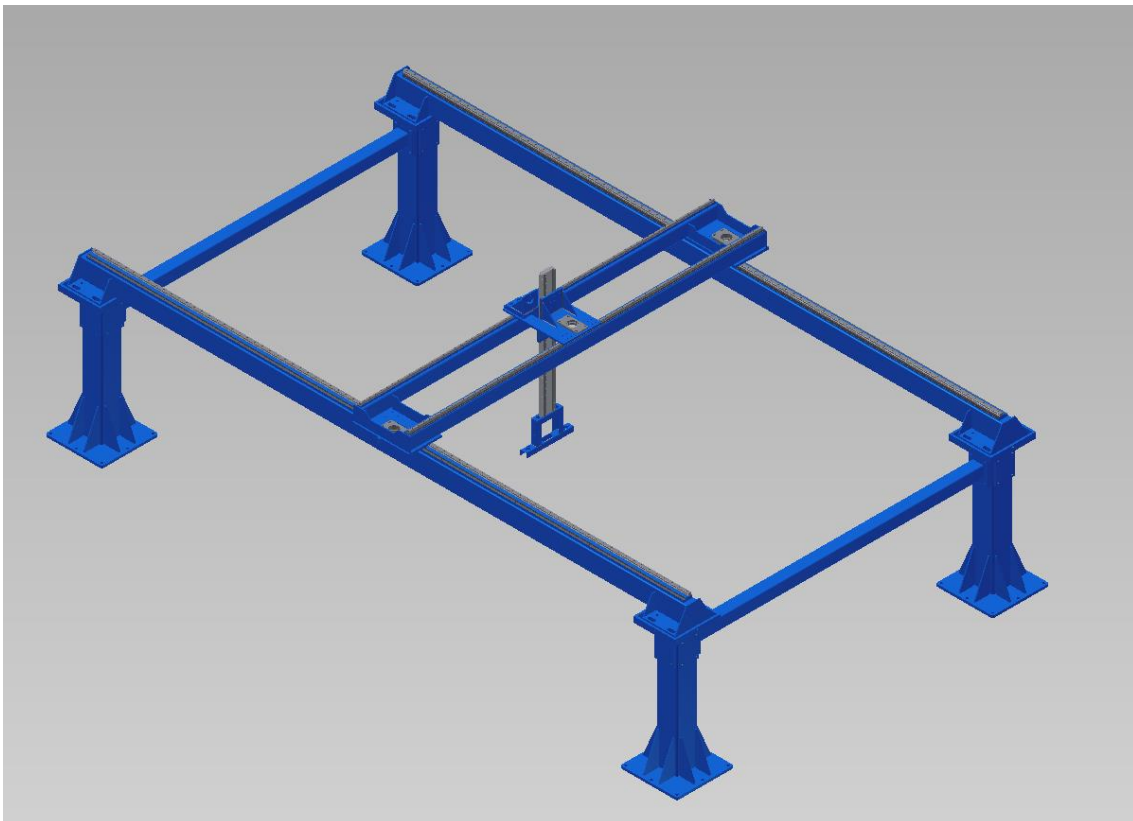
Opinnäytetyön tavoitteena on suunnitella puukappaleita kuljettavan varastoportaalin tartuntaelimeen kääntötoiminto ja alipainetarttujen lisääväksi toiminnoksi mekaaninen tartuntamekanismi. Lisäksi työssä mitoitetaan tarvittaessa uusiksi suodattimilla varustetut alipainetarttumat, servomootorit ja -vaihteet sekä valitaan tarvittavat komponentit ja toimilaitteet. Toimilaitteiden ohjauksen suunnittelu rajattiin opinnäytetyön ulkopuolelle.

Varastoportaali sijaitsee täysin automatisoidun kattoristikoiden rakentavan tuotantolinjan alkupäässä. Varastoportaali käsittelee ja pinoaa puukappaleita, joiden maksimimitat ovat 6 000 mm * 230 mm * 48 mm. Pinojen väliin jää tilaa 20 mm ja pinojen korkeus vaihtelee 48 mm:stä 480 mm:iin. Ongelmia suunnittelussa tulee aiheuttamaan kappaleen suuresta koosta aiheutuva massanhitausmomentti. Lisäksi puupinojen korkeus sekä pinojen ahtaat välit ovat ongelmallisia suunniteltaessa tarttujaa.

Edellisessä ratkaisussa puukappaleet käännettiin tuotantolinjalla erikseen ennen varastoportaalia. Tavoitteena on lyhentää tuotteen läpimenoaikaa integroimalla kääntömekanismi varastoportaalin yhteyteen.

2 SUUNNITTELUTYÖN LÄHTÖKOHDAT

Suunnittelutyön lähtökohtana oli tarve edellisen kääntömekanismin uudelleen suunnittelulle. Edellinen rakenne oli tuotantolinjalla erillisenä yksikkönä, mutta tässä opinnäytetyössä kääntötoiminto integroidaan varastoportaaliin. Suunnittelutyön lähtötilanteen näkee kuvassa 1.



KUVA 1. Varastoportaali

Kuvan 1 portaaliyksikkö pystyy tekemään edestakaista liikettä ylös ja alas sekä eteen ja taakse. Liikkeet toteutetaan servomootoreiden avulla. Opinnäytetyön tavoitteena on suunnitella kuvan keskellä olevaan tarttujaan tartuntamekanismi, jolla puukappale käännetään 180 astetta. Puukappaleen maksimitat ovat 6 000 mm * 230 mm * 48 mm ja kehikon mitat ovat noin 6 000 mm * 3 000 mm, joten kappaleen kääntö tulee toteuttaa keskellä portaalia liikkeen ollessa pysähdyksissä. Kuvan 1 mukaisessa rakenteessa tartunta puukappaleeseen toteutetaan paineilmatoimisilla alipainetarttujilla. Puukappaletta käännettäessä syntyy

massanhitausmomenttia, minkä vuoksi opinnäytetyössä suunnitellaan pitovoimaa lisääväksi toiminnoksi mekaaninen tarttuja. Kuvasta 2 nähdään tarttujan nykyinen rakenne.



KUVA 2. Tarttuja

Koska tila tarttujan alapäässä sekä keskellä on rajallinen, täytyy tarttujaa kääntää akselin avulla. Akseli tuodaan tarttujaan rakenteen yläpäästä. Suunnittelun lähtötietoina ei ole kuin käännettävän puukappaleen mitat ja sallittu kääntöaika, joten lähtötietoja täytyy suunnittelun etenemiseksi hankkia lisää.

3 AKSELIN MITOITUS

Akselit ovat koneiden keskeisimpiä osia. Useimmat koneet saadaan toimimaan liittämällä liikkuvia osia joko suoraan tai välillisesti pyörivään akseliin. Akselit voidaan ryhmitellä jäykkiin tai liikettä salliviin akseleihin. Akselia kutsutaan jäykäksi akseliksi, jos sen muodonmuutokset ovat useita kertalukuja pienempiä kuin akseliin liittyvien osien liikemahdollisuudet. Jäykät akselit voidaan jakaa kannatinakseleihin ja tehonsiirtoakseleihin. Liikettä sallivat akselit voidaan jakaa nivelakseleihin ja taipuisiin akseleihin. (2, s.11.)

Jäykän akselin tehtävänä on välittää ohjaus akseliin liitettyihin liikkuviin osiin sekä siirtää tehoa akselin ja siihen kiinnitettyjen liikkuvien osien välillä. Jotta ohjaus onnistuu, täytyy akselin muodonmuutokset kuormitusten vaikuttaessa pysyä sallituissa rajoissa. Tehonsiirto toteutetaan kuormituksesta syntyvän vääntömomentin ja pyörimisliikkeen avulla. (2, s. 12.)

3.1 Akselin mitoituksen lähtökohdat

Akselin halkaisijoiden valinta voidaan tehdä akseliin liitettävien osien sovitehalkaisijoiden avulla. Akseliin liitettäviä osia voivat olla esimerkiksi hammaspyörät, laakerit tai kytkimet. Jos akselin halkaisija valitaan liitettävän osan sovitehalkaisijan mukaan ja vaihtokuormituksessa taivutuksen ja väännön aiheuttama jännitysheilahdus on enintään 18 MPa, ei tarkkoja lujuuslaskelmia ole tarpeen suorittaa. (2, s. 13.)

Akseli voidaan mitoittaa myös varmuusluvulle myötämisen tai väsymismurtuman suhteen. Tällöin akseli on rakenteen heikoin kohta ja akseli tulee suunnitella lujuusopillisesti huolellisesti. Varmuusluvun pohjalta mitoittaessa napaliitosten ja hitsattavien kohtien suunnittelu sekä lovien muotojen merkitys korostuu. (2, s. 13.)

Kolmannen mitoitustavan lähtökohtana on rajoitusten asettaminen muodonmuutoksille ja siirtymille. Näitä rajoittavia tekijöitä voivat olla taipuma, vääntymä tai akselin päiden kallistuma. Nämä tekijät voivat olla erityisen haitallisia värähtelyjen vaikuttaessa. (2, s. 13.)

Akseli voidaan mitoittaa käyttäen yhtä tai useampaa ylläesitettyä valintakriteeriä. Suunniteltaessa akselia täytyy suunnittelijan itse tiedostaa tilanteeseen sopiva ja paras tapa akselin valintaan.

3.2 Laakerointi akselille

Vierintälaakerin sisä- ja ulkorenkaan välille aiheutuu kulmavirhettä akselin kallistumisesta, mikä lyhentää laakerin kestoikää. Toisaalta jäykällä laakerilla voidaan tukea akselia kallistumataipumusta vastaan. Liukulaakereita käytettäessä laakerin ja tuennan rakenteeseen voidaan vaikuttaa huomattavan paljon. (2, s. 14.)

lhanteellisessa tilanteessa akseli on tuettu siten, että ohjaava laakeri ottaa vastaan säteis- ja aksiaalivoimia vapaan laakerin tukiessa akselia vain säteissuunnassa. Vapaan laakerin tehtävän on sallia akselin pituudenmuutokset joita syntyy esimerkiksi lämpötilanvaihteluina. (2, s. 14 - 15.)

3.3 Materiaalin valinta

Yleisin rakenneteräs on EN 10025-2 -standardin mukainen S355, mikä vastaa likimain vanhan standardin SFS 200:n mukaista FE 52:sta (3, s. 3). Se on kohtalaisen luja hienorakeinen teräs mitä on helppo sorvata ja hitsata eikä se pyri kuo-riutumaan kiilaliitoksista. (2, s. 17.)

Kylmävedetyllä akseliteräksellä on luja ja mittatarkka pinnanlaatu. Yleisimmin halkaisijan toleranssi on h9. Näin ollen kylmävedetyt akseliteräkset sopivat sellaisenaan ilman koneistusta pitkiin mutta tarkkuudeltaan vaatimattomiin akseleihin. Materiaaliksi soveltuu esimerkiksi Ovakon Imatra 550. Valmistusmenetelmän vuoksi lujan pinnan tuoma hyöty häviää, akselin keskellä oleva kiilaura saattaa vetää akselin mutkalle ja akselin päässä oleva kiilaura voi kuoria akselin pinnan irti uran nurkasta lähtien. (2, s. 17.)

Nuorrutusteräket sisältävät 0,25 - 0,6 % hiiltä ja ne ovat seostamattomia tai niukasti seostettuja, lujia ja teräksiä. Nuorrutusteräksiä on mahdollisuus saada pyörötankoina eri lujuuksiin nuorrutettuna. Nuorrutusteräket soveltuvat parhaiten akseleihin, jotka on toteutettu ura- tai laippaliitoksien. (2, s. 17.)

Hiiletysteräket sisältävät 0,1 - 0,25 % hiiltä. Hiiletysteräket ovat seostamattomia tai niukasti seostettuja, pinnaltaan kovia, kolhunkestäviä ja sydänosaltaan sitkeitä teräksiä. Hiiletysten ansiosta akselin pinnalle saadaan puristusesijännytys, millä on edullinen vaikutus jännityshuippujen tasaajana. Hiiletyskarkaistua akselia ei voi jälkikäteen oikoa plastisen taivutuksen avulla, koska esijännitys akselin pinnasta purkautuu. (2, s. 17.)

3.4 Akselin muotoilu ja pinnanlaadun viimeistely

Suurin osa akseliin kohdistuvista vaurioista on joko väsymisestä tai hankauksesta johtuvaa vauriota. Väsymisvauriot alkavat yleensä rakenteellisista epäjatkuvuuskohdista, esimerkiksi hankauksesta johtuvista säröistä, akselin olakkeista, kiilaurista tai porauksista. Hankausvauriot esiintyvät tiukkojen napaliitosten seurauksena esimerkiksi vierintälaakerin tapauksessa. Pinnan käsittelyllä on keskeinen merkitys akselivaurioiden torjunnassa. (2, s. 18.)

Ehjäpintaisia akseleita voidaan käyttää harvoin ja yleensä toiminnallisuuden edellyttämiseksi akseliin on tehtävä esimerkiksi olakkeita tai kiilauria. Olakkeiden tapauksessa akselivaurioita pyritään ehkäisemään pyöristyssäteiden avulla. Mitä lujempi teräs, sitä suurempi vaikutus epäjatkuvuuskohdilla on akselin väsymislujuuteen. (2, s. 20.)

Useimmissa tapauksissa suunnittelija joutuu tinkimään lujuusopillisesti parhaista muodoista johtuen akseliin liitettävistä osista, esimerkiksi olakkeen pyöristyssäde voi määräytyä laakerin muodon mukaan.

3.5 Akselin kuormitukset

Jäykän akselin mitoituksessa otetaan huomioon taivutus ja vääntö. Usein akselin mitoitus tapahtuu taivutusvaihtokuormituksen perusteella. Jos akselilla esiintyy voimakkaita vääntövärtelyitä, mitoitetaan akseli vääntövaihtokuormituksen perusteella. Jos akseli kuormittuu vääntö- ja taivutuskuormituksella, voidaan akseli mitoittaa pelkästään taivutuksen perusteella. (2, s. 23.)

Peruskuormitus akselille muodostuu kytkimen kautta välittyvästä vääntömomentistä sekä hihna-, ketju- tai hammaspyörien kehävoimasta, joka saa aikaan akselille vääntömomentin sekä poikittaisvoiman. Mitoituksessa käytetään lähtöarvoina peruskuormituksen maksimiarvoja ja akselin eri osien rasitus on analysoitava huolellisesti. (2, s. 23.)

Suunniteltavan koneen käyttötietojen perusteella voidaan arvioida akselille kohdistuvien taivutus- ja vääntökuormitusvaihteluiden lukumäärä koneen elinajana. Jos jännitysheilahdusten lukumäärä on enemmän kuin 10^3 koneen elinajana, täytyy akseli mitoittaa väsyttävän kuormituksen mukaan. (2, s. 23.)

Luvussa 4 selvitetään suurimman puukappaleen kääntämiseen tarvittava vääntömomentti. Lisäksi siinä mitoitetaan akseli opinnäytetyössä suunniteltavaan laitteeseen.

4 AKSELIN MITOITUS LAITTEESEEN

4.1 Tarvittavan vääntömomentin laskeminen

Mitoituksen lähtöarvoina käytettiin puukappaleen maksimimittaa 6 000 mm * 230 mm * 48 mm. Kappaletta pitää kääntää 180 astetta ja kääntöliikkeessä saa kulua aikaa 2 sekuntia. Akselin maksimipituudeksi arvioitiin 1 300 mm aikaisemman rakenteen perusteella. Toimilaitteelta tarvittava vääntömomentti selvitetään kaavoja 1 - 6 käyttäen.

Puukappaleen massa lasketaan kaavalla 1 (4, s. 376).

$$m = \rho * V$$

KAAVA 1

ρ = tiheys

V = tilavuus

Hitausmomentti suorakulmaiselle levyllä lasketaan kaavalla 2 (4, s. 209).

$$J = \frac{m * l^2}{12}$$

KAAVA 2

J = massanhitausmomentti (kgm²)

m = massa (kg)

l = kappaleen mitat (mm)

Kiihdytyksen aikana tarvittava vääntömomentti lasketaan kaavalla 3 (4, s. 212).

$$M_v = J * \alpha$$

KAAVA 3

M_v = vääntömomentti (Nm)

α = kulmakiihtyvyys (rad/s²)

Tasaisesti kiihtyvän pyörimisliikkeen kulmakiihtyvyys lasketaan kaavalla 4 (4, s. 210).

$$\alpha = \frac{\omega - \omega_0}{t}$$

KAAVA 4

ω_0 = kulmanopeus alussa

ω = kulmanopeus lopussa

t = aika

Kulmanopeus lasketaan kaavalla 5 (4, s. 210).

$$\omega = 2\pi n$$

KAAVA 5

n = pyörimisnopeus

Yhdistämällä kaavat 4 ja 5 saadaan kulmakiihtyvyydelle kaava 6.

$$\alpha = \frac{2\pi n}{t}$$

KAAVA 6

Käytetään puukappaleen tiheyden arvona 500 kg/m^3 (5). Lasketaan puukappaleen massa kaavalla 1.

$$m = \rho * V = 500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * (6\text{m} * 0,23\text{m} * 0,048\text{m}) = 33,12 \text{ kg}$$

Selvitetään kappaleen hitausmomentti kaavalla 2.

$$J = \frac{m * l^2}{12} = \frac{34\text{kg} * (6^2\text{m}^2 + 0,23^2\text{m}^2 + 0,048^2\text{m}^2)}{12} = 102,16 \approx 103 \text{ kgm}^2$$

Seuraavaksi pitää selvittää pyörimisliikkeen kulmakiihtyvyys. Koska kappaletta käännetään 180° ja siihen saa kulu aikaa noin 2 s, on pyörimisnopeus 0,25 r/s. Kaavassa esiintyvä t tarkoittaa kiihtymiseen kuluvaan aikaa. Päätetään, että käännössä kiihtymiseen käytetään aikaa 1 sekunti. Sijoitetaan lukuarvot kaavaan 6.

$$\alpha = \frac{2\pi n}{t} = \frac{2\pi * 0,25 \frac{\text{r}}{\text{s}}}{1\text{s}} = 1,57 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Nyt voidaan laskea kiihtymiseen tarvittava vääntömomentti kaavalla 3.

$$M = J * \alpha = 103 \text{ kgm}^2 * 1,57 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 160,39 \approx 160,4 \text{ Nm}$$

Laskujen perusteella $6\,000 \text{ mm} * 230 \text{ mm} * 48 \text{ mm}$ kokoisen puukappaleen 180 asteen kääntämiseen tarvitaan $160,4 \text{ Nm}$ vääntömomenttia.

4.2 Akselin halkaisijan laskeminen

Seuraavaksi lasketaan akselin minimihalkaisija. Valitaan materiaaliksi kylmäve-
detty Imatra 550, jonka toleranssi on h9 ja pinnanlaatu käyttötarkoitukseen so-
piva. Alempi myötöraja lasketaan kaavalla 7.

$$R_{el} = 0,6 * R_m \quad \text{KAAVA 7}$$

R_m = murtolujuus (N/mm)

Akselin sallittu vääntöjännitys lasketaan kaavalla 8.

$$\tau_{vsall} = \frac{R_{el}}{1,5} \quad \text{KAAVA 8}$$

Sallittu vääntövastus lasketaan kaavalla 9 (4, s. 479).

$$W_{vsall} = \frac{M_v}{\tau_{vsall}} \quad \text{KAAVA 9}$$

Akselin säde r saadaan ratkaistua vääntövastuksen kaavasta 10 (4, s. 479).

$$W_{vsall} = \frac{\pi * r^3}{2} \Rightarrow r = \sqrt[3]{\frac{2 * W_{vsall}}{\pi}} \quad \text{KAAVA 10}$$

Yhdistämällä kaavat 7, 8 ja 9 saadaan laskettua sallittu vääntövastus käyttäen
murtolujuuden arvona 500 N/mm².

$$W_{vsall} = \frac{M_v}{\left(\frac{R_{el}}{1,5}\right)} = \frac{160\,400\,Nmm}{\left(\frac{0,6*500\,N/mm^2}{1,5}\right)} = 802\,mm^3$$

Ratkaistaan akselin sallittu minimisäde kaavalla 10.

$$r = \sqrt[3]{\frac{2 * W_{vsall}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{2 * 802\,mm^3}{\pi}} \approx 7,99 = 8,0\,mm$$

Akselin sallituksi minimihalkaisijaksi saadaan 16 mm. Koska akselin käyttö ei ylitä
luvussa 3.5 esitettyjä väsyttävän kuormituksen vaatimuksia, ei väsyttävän kuor-
mituksen tarkastelua tarvitse akselille suorittaa.

Akselin laakerointi päätettiin toteuttaa pukkilaakereiden avulla. Laakerin reunan
pyöristyssäde $R = 0,25$, joka määrää akselin olakkeen pyöristyssäteen. Säde on

huomattavan pieni, joten akselille suoritettiin Inventor-ohjelmalla lujuustarkastelu. Lujuustarkastelun perusteella akseli rasittuu olakkeen kohdalla huomattavasti sen pienen pyöristyssäteen vuoksi. Näin ollen akselin halkaisijaksi tulee 35 mm ja olakkeen halkaisijaksi 30 mm. Laakereiden mitoitus käydään läpi luvussa 7.2.

5 KÄÄNTÖMEKANISMIN SUUNNITTELU

Suunnittelun lähtökohtana käytettiin työn alkuvaiheessa tehtyä liitteenä 1 olevaa vaatimuslistaa. Laitteen suunnittelussa käytettiin morfologista analyysiä, mikä helpottaa suunnittelua, kun laite jaetaan osatoimintoihin ja haetaan niihin erilaisia ratkaisuja.

5.1 Morfologinen kaavio ja osatoiminnot

Vaatimuslistan pohjalta tehtiin morfologinen kaavio, jossa kokonaistoiminto eli kääntömekanismi jaettiin osatoimintoihin. Jokaiselle osatoiminnoille annettiin erilaiset toteutustavat ja ne listattiin taulukkoon 1.

TAULUKKO 1. Morfologinen kaavio

		1	2	3
1. Kääntö	1.1 Akselin kääntäminen	Ylhäältä	Alhaalta	Keskeltä
	1.2 Käyttövoima	Paineilma	Hydrauliikka	Sähkö
	1.3 voiman siirto	Nivelmekanismi	Hammaspyörä-hammastanko	Vaihde

Taulukon sisältö esitellään seuraavaksi.

1.1 Akselin kääntäminen

Akselin kääntämiseen valittiin kolme osatoimintovaihtoehtoa. Akselia voidaan pyörittää ylhäältä, keskeltä tai alhaalta.

1.2 Käyttövoima

Akselin kääntämiseen käytettäväksi käyttövoimaksi valittiin kolme vaihtoehtoa. Vaihtoehdot ovat paineilma, hydrauliikka ja sähkö.

1.3 Voimansiirto

Voiman välittämiseksi akselille annettiin kolme vaihtoehtoa. Voima voidaan välittää nivelten avulla, hammaspyörän ja hammastangon avulla tai vaihteen avulla.

Ennen kokonaistoimintavaihtoehtojen valintaa on taulukosta hyvä karsia toteutuskelvottomat osatoiminnot pois. Akselin kääntämisvaihtoehtoista karsitaan vaihtoehdot ”alhaalta” ja ”keskeltä” pois, koska akselin alapäähän ja keskelle ei voida sijoittaa käännön aikaansaavia toimilaitteita. Käyttövoimavaihtoehtoista karsitaan hydraulikka pois sen likaisuuden ja tilanpuutteen vuoksi.

5.2 Kokonaistoimintojen valinta

Seuraavaksi osatoiminnot yhdistettiin erilaisiksi kokonaisuuksiksi taulukossa 1 annettujen vaihtoehtojen mukaan. Hylätyt osatoiminnot ovat taulukossa harmaana. Valitut vaihtoehtomallit näkyvät taulukossa 2.

TAULUKKO 2. Valitut kokonaistoiminnot

		1	2	3
1. Kääntö	1.1 Akselin kääntäminen	Ylhäältä	Alhaalta	Keskeltä
	1.2 Käyttövoima	Paineilma	Hydrauliikka	Sähkö
	1.3 voiman siirto	Nivelmekanismi	Hammaspyörä-hammastanko	Vaihde

Valitut vaihtoehdot nimettiin seuraavasti:

vaihtoehto 1: nivelmekanismi 

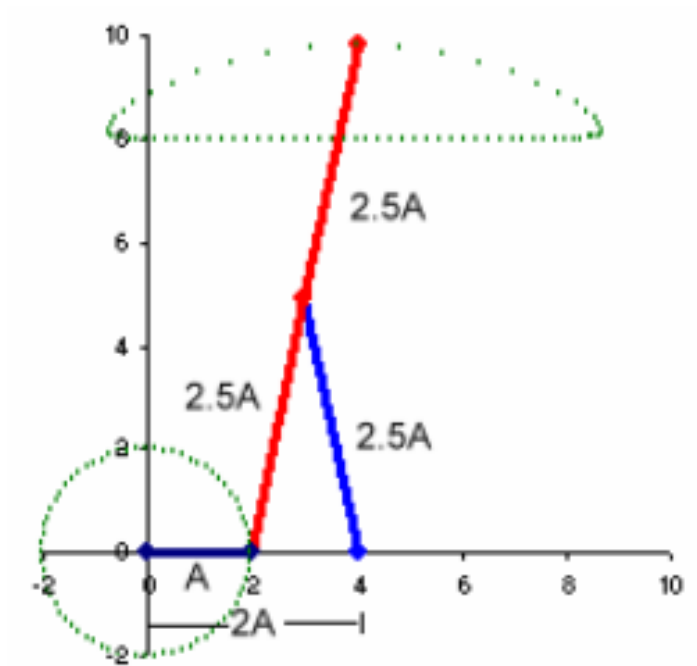
vaihtoehto 2: hammaspyörä-hammastankomenetelmä 

vaihtoehto 3: sähkötoimilaitteet 

Vaihtoehtojen tarkempi tarkastelu ja luonnoskuvat ovat luvuissa 5.3 - 5.5.

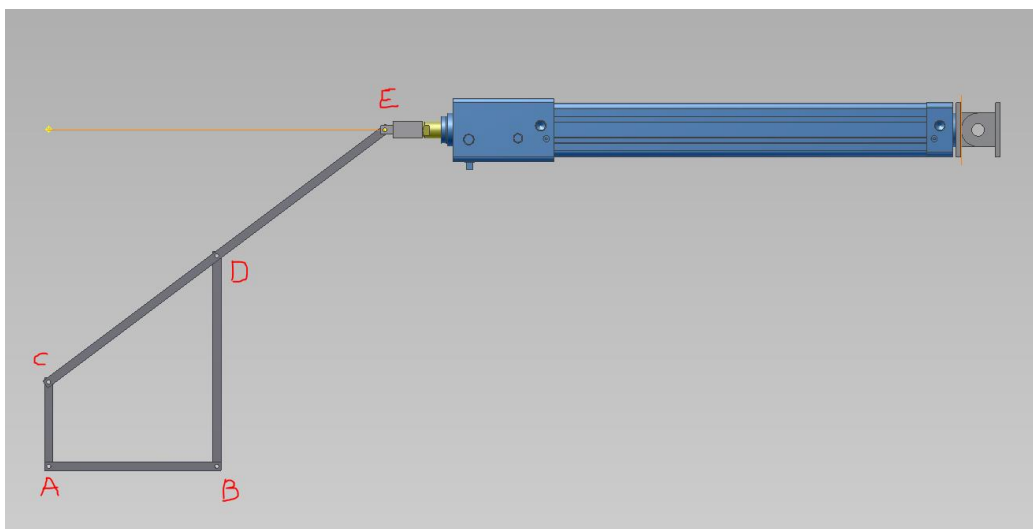
5.3 Vaihtoehto 1: nivelmekanismi

Vaihtoehdoksi 1 valikoitui paineilmatoiminen nivelmekanismi. Tässä mekani-
missa paineilmasylinteri tekee liikkeen, joka välittyy nivelten avulla akselille pyö-
riväksi liikkeeksi. Tutkin erilaisia nivelmekanismeja ja parhaaksi vaihtoehdoksi
valikoitui Hoekensin mekanismi. Siinä pyörivä liike toteutetaan lähes lineaarisella
liikkeellä. Periaate Hoekensin mekanismista nähdään kuvasta 3.



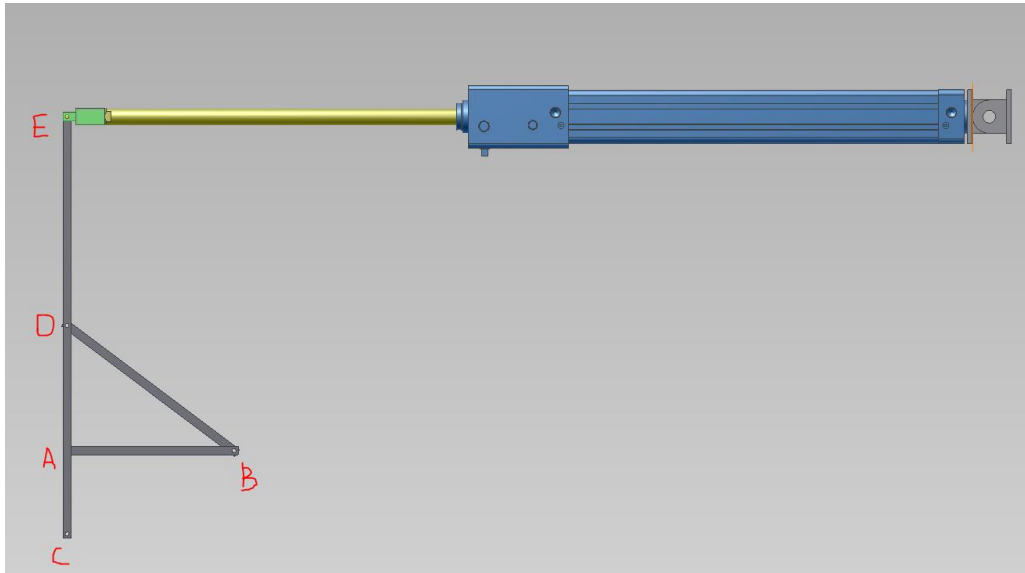
KUVA 3. Hoekensin mekanismi

Hyödyntämällä punaisen sauvan lineaarisen liikkeen aluetta, saadaan lineaarinen liike välitettyä akselille pyöriväksi liikkeeksi. Lukuarvot sauvojen vieressä kuvastavat sauvojen mittasuhteita toisiinsa. Mallinsin mekanismista Inventor-ohjelman avulla kuvan 4.



KUVA 4. Hoekensin mekanismi alkutilanteessa

Kuvassa 4 näkyy Hoekensin mekanismi lähtötilanteessa. Kun sylinteri tekee työntöliikkeen, lähtee nivel A pyörimään akselinsa ympäri. Kun sylinteri on tehnyt työntöliikkeen, on nivel A pyörinyt 180 astetta. Tilanne mekanismin lopputilanteesta näkyy kuvassa 5.



KUVA 5. Hoekensin mekanismi lopputilanteessa

Lopputilanteessa sylinteri on tehnyt kokonaisen iskun ja nivel A on pyörinyt 180 astetta akselinsa ympäri. Kuvasta 4 nähdään, että nivelet ovat kuitenkin mekaanisesti kriittisissä asennoissa. Kun sylinteri lähtee tekemään paluuliikettä, on vaarana nivelpisteen A lukkiutuminen, josta seuraa sauvan DE vääntyminen. Mekanismi päätettiin hylätä edellä mainitun seikan sekä suuren koon vuoksi.

5.4 Vaihtoehto 2: hammaspyörä-hammastankomenetelmä

Vaihtoehdoksi 2 valikoitui paineilmatoiminen hammaspyörä-hammastankomenetelmä. Tässä menetelmässä paineilmasyylinteri on varustettu hammastangolla. Kun sylinteri tekee työntöliikkeen, kääntää hammastanko hammaspyörää. Periaatteen menetelmästä näkee kuvasta 6.



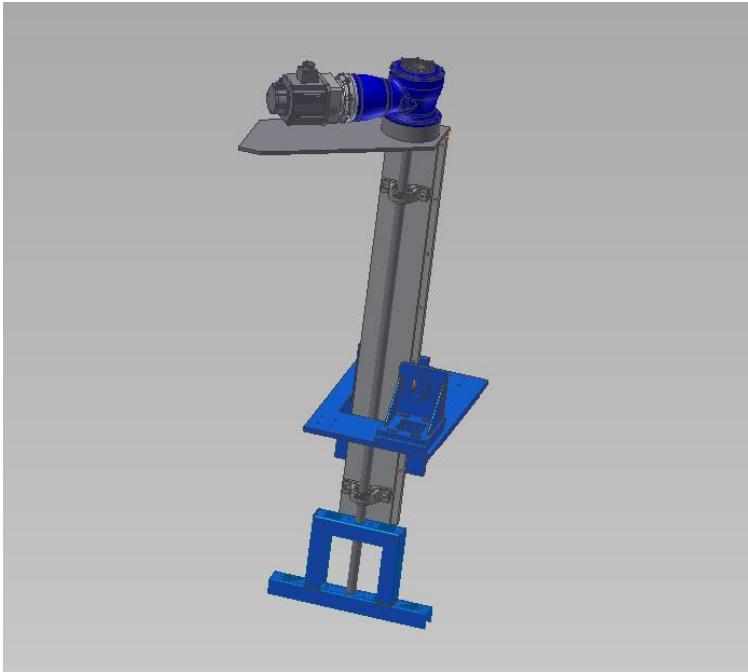
KUVA 6. Hammaspyörä-hammastanko

Menetelmän ongelmaksi koitui paineilmasylinterin kiihtyvyys. Kun tarttujassa kiinni olevaa kappaletta käännetään, täytyy kiihdytys ja jarrutus sylinterillä olla hitaita, ettei kappale massanhitausmomentin takia irtoa tarttujasta. Paineilmasylinterin kiihtyvyyttä pystyy rajoittamaan päätyvaimennusten, vastusvasta- sekä proportionaaliventtiilien avulla. Menetelmä päätettiin kuitenkin hylätä sylinterin paikoitustarkkuuden, kiihtyvyyden ja jarrutuksen säädön ja proportionaaliventtiilin kalliin hinnan takia.

5.5 Vaihtoehto 3: sähkötoimilaitteet

Vaihtoehdoksi 3 valittiin sähkötoimilaitte vaihteella. Sähkötoimilaitteista parhaaksi vaihtoehdoksi valikoitui servomoottori sekä servovaihde. Servomoottorikäyttöä puoltaa suuri paikoitustarkkuus, helppo pyörimisnopeuden ja kiihtyvyyden säätö sekä toimilaitteiden kompakti koko ja pieni massa. Servomoottorilta saadaan suuria pyörimisnopeuksia ja pieniä vääntömomenteja. Valitsemalla suuren välitysuhteen vaihde, voidaan pieneltäkin servomoottorilta saada tarpeeksi vääntömomenttia akselin kääntämiseen. Koska servomoottorin kiihtyvyyttä voidaan säätää

portaattomasti, voidaan rauhallisella kiihdytyksellä ja jarrutuksella eliminoida massanhitausmomentin vaikutus moottoriin. Kuvassa 7 näkyy periaate servokäytöstä.



KUVA 7. Servomoottori ja servovaihde

Servokäyttö päätettiin valita suunniteltavaksi kokonaistoiminnoiksi. Valintaa puolsi servomoottorin paikoitustarkkuus ja portaaton kiihtyvyyden säätö. Lisäksi servojärjestelmät ovat luotettavia ja niiden mitoitus ja valinta on yksinkertaista.

6 TARTTUJAN VAIHTOEHDOT

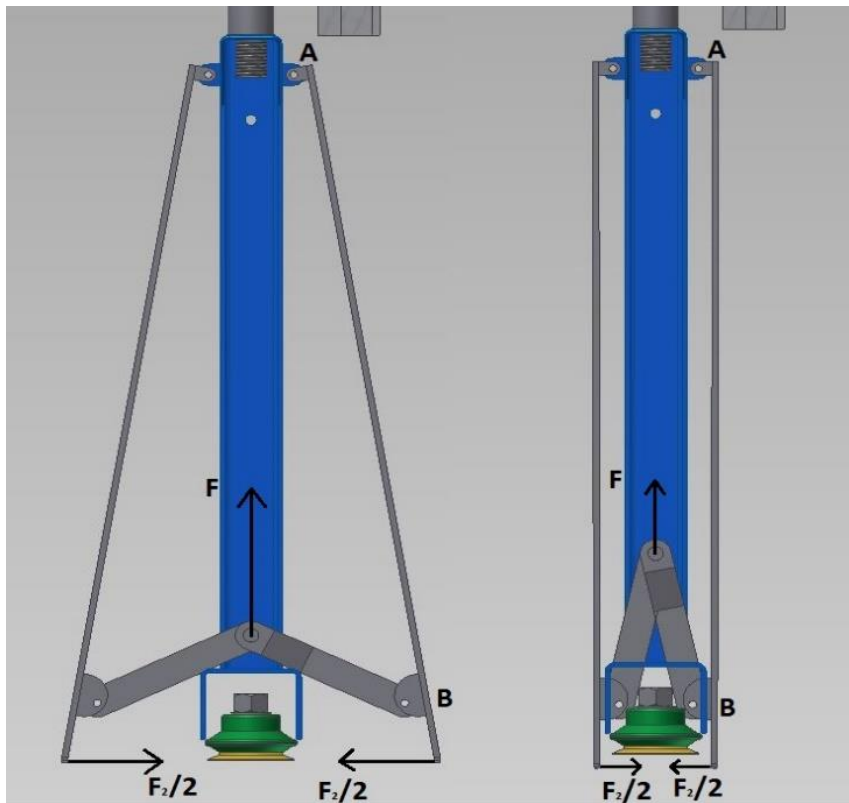
Puukappaleeseen tartutaan alipainetarttujilla. Niiden lisääväksi toiminnoksi opinnäytetyössä suunnitellaan mekaaninen tartuntamekanismi, jotta kappale ei irtoa alipainetarttujista käännön aikana. Tarttuja kääntää puukappaletta 180 astetta ja pinoaa ne erikokoisiin pinoihin. Pinojen välissä on tilaa 20 mm ja pinojen korkeus vaihtelee 48 mm:stä 480 mm:iin.

6.1 Piikkitarttuja

Tartunta voidaan toteuttaa piikkitarttujen avulla. Tässä vaihtoehdossa noin 30 mm pitkät piikit painuvat kuljetettavaan puukappaleeseen esimerkiksi paineilmasynterin avulla. Koska käsiteltävä materiaali on puu, saattaa piikkien kohdalle huonossa tapauksessa sattua oksia. Piikit saattavat jumiutua oksiin ja puukappale ei irtoa tarttujasta oikealla hetkellä. Vaihtoehto päätettiin siis hylätä sen luotettavuuden ja toimivuuden takia.

6.2 Nivelmekanismi

Nivelten avulla saadaan toimilaitteen lineaarinen tai pyörivä liike välitettyä puristavaksi voimaksi. Tilan puute aiheutti suunnittelulle omat haasteensa. Kuvassa 8 nähdään nivelmekanismi puristuksen alku- ja lopputilanteessa.



KUVA 8. Tarttujan periaate

Mekanismi päätettiin toteuttaa sen toiminnallisuuden ja luotettavuuden perusteella. Puukappale on leveimmillään 230 mm ja kapeimmillaan 73 mm. Pituus molemmissa tapauksissa on maksimissaan 6 000 mm ja korkeus 48 mm. Kuvasta 8 nähdään, että toimilaitteelta tarvittava voima F on suurin, kun puristetaan kapeinta kappaletta.

Tarvittava puristusvoiman lasketaan kaavalla 11 (6, s. 1).

$$F = \frac{mg}{\mu}$$

KAAVA 11

Nivelpisteen vääntömomentti lasketaan kaavalla 12 (4, s. 478).

$$M = F * r$$

KAAVA 12

Kun nivelten kulmat voidaan mitata Inventor-ohjelmassa, tarvittava voima F selvitetään sinilauseen avulla kaavalla 13 (4, s. 20).

$$\frac{a}{\sin\alpha} = \frac{b}{\sin\beta} = \frac{c}{\sin\gamma}$$

KAAVA 13

Käytetään puun tiheyden arvona 500 kg/m^3 (5). Kapeimman puukappaleen massaksi saadaan kaavaa 1 käyttäen $10,5 \text{ kg}$. Kitkakertoimen arvona käytetään lukua 1, koska tarttuja särmätään siten, että se puristaessa uppoaa puuhun. Lasketaan tarvittava puristusvoima kaavalla 11.

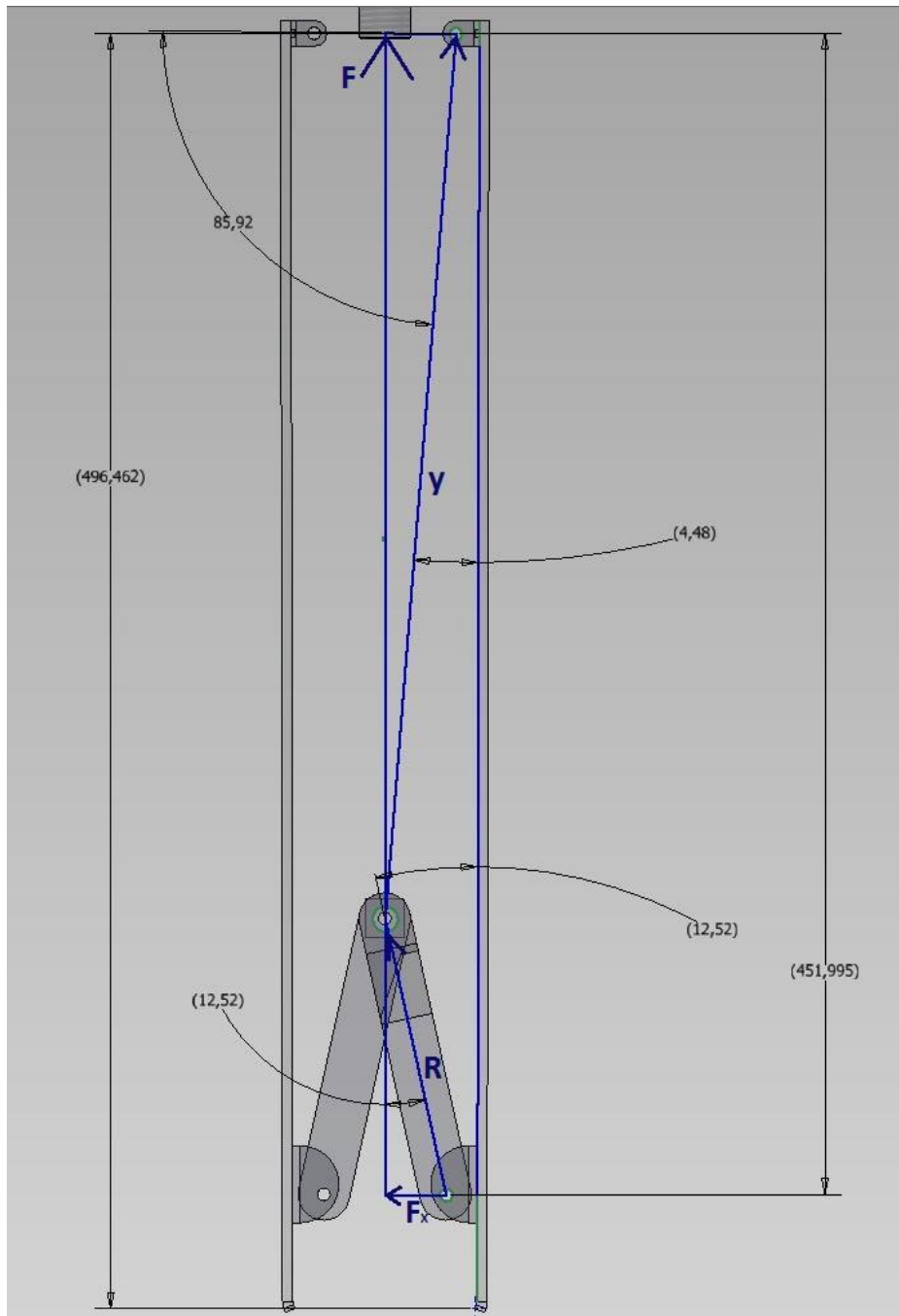
$$F = \frac{mg}{\mu} = \frac{10,5 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2}{2 * 1} = 51,5 \text{ N}$$

Lasketaan nivelpisteen A vääntömomentti kaavalla 12.

$$M = F * r = 51,5 \text{ N} * 0,5 \text{ m} = 25,75 \text{ Nm}$$

Soveltamalla samaa kaavaa saatiin pisteessä B voiman F_x arvoksi $56,9 \text{ N}$.

Jotta toimilaitteelta tarvittava voima F voidaan laskea sinilauseiden avulla, täytyy rakenteesta muodostaa 3 erikokoista kolmiota. Kolmiot ja kulmat nähdään kuvassa 9.



KUVA 9. Nivelrakenteen kolmiot ja kulmat

Kun voima F_x tiedetään, voidaan kaavalla 13 ratkaista R .

$$\frac{F_x}{\sin 12,52^\circ} = \frac{R}{\sin 90^\circ} \Rightarrow R = \frac{F_x}{\sin 12,52^\circ}$$

Kun R tiedetään, voidaan kaavalla 13 ratkaista y .

$$\frac{R}{\sin 4,48^\circ} = \frac{y}{\sin 12,52^\circ} \Rightarrow y = \frac{R \cdot \sin 12,52^\circ}{\sin 4,48^\circ} = \frac{\left(\frac{F_x}{\sin 12,43^\circ} \cdot \sin 12,52^\circ\right)}{\sin 4,48^\circ}$$

Kun y tiedetään, voidaan kaavalla 13 ratkaista tarvittava voima F.

$$\frac{F}{\sin 85,92^\circ} = \frac{y}{\sin 90^\circ} \Rightarrow F = y \cdot \sin 85,92^\circ$$

Sijoitetaan lukuarvot F:n lausekkeeseen.

$$F = \left(\frac{\left(\frac{56,9N}{\sin 12,43^\circ} \cdot \sin 12,52^\circ \right)}{\sin 4,48^\circ} \right) \cdot \sin 85,52^\circ \approx 728,51 = 728,5N$$

Huomioidaan vielä molemmat tartuntapisteet ja kerrotaan tulos kahdella. Toimilaitteelta tarvittavaksi voimaksi saadaan 1 460 N. Koska puristettavan kappaleen leveys vaihtelee 70 mm:stä 230 mm:iin ja puupinojen väliin jää 20 mm tilaa, täytyy puristimen liikkeen ja puristinleukojen paikoituksen olla tarkka.

Kappaleleveyden vaihtelun vuoksi paineilmasylinterin käyttö toimilaitteena karsiutuu pois. Karamoottoria ei voida käyttää toimilaitteena, koska karamoottorit on suunniteltu lyhytaikaista käyttöä varten ja puristin on jatkuvassa käytössä.

Toimilaitteeksi valitaan servomoottori jonka perään kytketään servovaihde. Servomoottori pyörittää kuularuuvia. Kuularuuvin mutteri kiinnitetään tukikappaleella niveliin, jolloin kuularuuvin pyörivä liike saa aikaan mutterin ylösalaisen liikkeen, mistä seuraa puristinlevyjen edestakainen eli puristava liike. Kuularuuvin ja Servomoottorin valintaa puoltaa niiden paikoitustarkkuus, toistettavuus ja luotettavuus.

7 TOIMILAITTEIDEN VALINTA

Toimilaitteet ja tarvittavat komponentit pyrittiin valitsemaan Autoprod Oy:lle tutuilta valmistajilta ja maahantuojilta. Kääntötoiminto toteutetaan luvun 5.5 mukaisesti servomoottorin ja servovaihteen avulla. 3D-malli valmiista laitteesta nähdään kuvasta 10.



KUVA 10. Valmis kääntölaite

Vanhassa varastoportaalissa koko tarttujan pystysuuntainen liike on toteutettu servomoottorin ja servovaihteen avulla. Koska uuden rakenteen massa on kolminkertainen aikaisempaan, täytyi servovaihte mitoittaa uudestaan. Uusi servovaihte on samaa mallia kuin edellinen, mutta välityssuhde vaihtui 7:stä 20:neen. Alipainetarttujia ei tarvinnut mitoittaa uudestaan.

7.1 Kääntötoiminnon komponentit

Kääntötoimintoon tarvittavat toimilaitteet valittiin Autoprod Oy:lle tutuilta valmistajilta ja toimittajilta. Tarkistetaan, vaikuttaako tarttujakokoonpanon massa vääntömomentin tarpeeseen. Tarttujakokoonpanon massa on 32 kg ja sen mitat ovat 570 mm * 500 mm * 82 mm. Lasketaan tarttujakokoonpanon massanhitausmomentti kaavalla 2.

$$J = \frac{m \cdot l^2}{12} = \frac{32 \text{ kg} \cdot (0,57\text{m}^2 + 0,5\text{m}^2 + 0,082\text{m}^2)}{12} = 1,55 \text{ kgm}^2$$

Yhdistetään puukappaleen ja tarttujakokoonpanon massanhitausmomentit ja lasketaan kiihdyttämiseen tarvittava vääntömomentti kaavalla 3.

$$M_v = J \cdot \alpha = (1,55 \text{ kgm}^2 + 103 \text{ kgm}^2) \cdot 1,57 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 164,12 \text{ Nm} \approx 164,1 \text{ Nm}$$

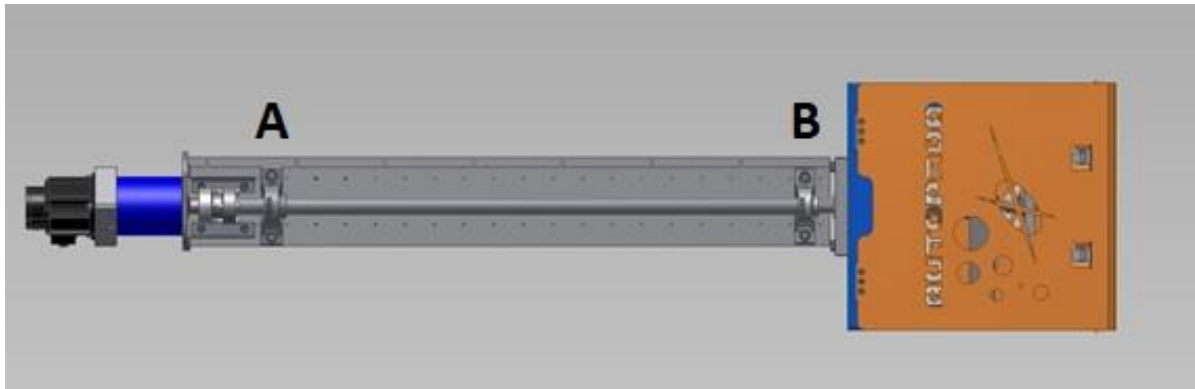
Huomataan, että tarttujakokoonpanon massa ei juurikaan vaikuta vääntömomentin tarpeeseen.

Servomoottoriksi valittiin Omronin Accurax G5 -sarjan moottori, minkä pyörimisnopeus on 3000 r/min ja se tuottaa 3,18 Nm vääntömomentin. Moottorin hetkellinen maksimi vääntömomentti on jopa 9,55 Nm. Moottorin perään valittiin Wittensteinin välityssuhteen 70 suoravaihte. Teoreettista vääntömomenttia akselille saadaan 222,6 Nm.

Akseli liitetään vaihteeseen Tollok 500 -kytkimellä. Servovaihteen kiinnityslevy valmistetaan koneistamalla EN AW 6082 -alumiinista ja kiinnityslevyn tukilevyt Ruukki Laser 355 MC rakenneteräksestä. Toimilaitteiden ja osien kiinnitykseen valittiin DIN-standardin mukaiset mutterit, pultit ja aluslevyt. Akselilla on kaksi SKF:n laakeripesää joiden mitoitus ja valinta käydään läpi luvussa 7.2.

7.2 Laakereiden mitoitus

Akselilla tullaan käyttämään kahta laakeriyksikköä. Moottorin päässä oleva laakeriyksikkö A on vapaa laakeri. Tarttujan päässä oleva laakeriyksikkö B ottaa vastaan aksiaali kuorman ja on näin ollen ohjaava laakeri. Kuvasta 11 nähdään laakeripesien sijainti akselilla.



KUVA 11. Laakerit

Ohjaavalle laakerille kohdistuva aksiaalivoima lasketaan kaavalla 14 (4, s. 206).

$$F = m * a$$

KAAVA 14

Laakeri B ottaa vastaan aksiaalivoiman. Liikuteltava massa on noin 100 kg ja kiihtyvyys a on painovoiman ja pystysuuntaisen liikkeen toteuttavan servomoottorin kiihtyvyyksien summa. Servomoottorin kiihdytys ja jarrutus ovat yhtä nopeita. Lasketaan aksiaalivoima kaavalla 14.

$$F_{BA} = m * a = 100kg * (9,81m/s^2 + 2,34m/s^2) \approx 1215N$$

Molempien laakereiden radiaalikuorman arvioidaan olevan noin 15 % laakerilla B esiintyvistä aksiaali kuormasta laakereiden valmistus- ja paikoitusvirheiden vuoksi.

Laakerille A kohdistuu noin 182 N radiaalista kuormaa. Laakerille B kohdistuu noin 182 N radiaalista kuormaa ja 1 215 N aksiaalista kuormaa.

Laakereiden valintaan käytetään kaavoja 15 - 18. Laakerin vaadittu kestoikä lasketaan kaavalla 15 (7, s. 130).

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6} \quad \text{KAAVA 15}$$

L_{10h} = nimelliskestoikä, käyttötuntia

n = pyörimisnopeus, r/min

Jos $F_A / F_R > e$, lasketaan laakerin dynaaminen ekvivalenttikuormitus vakiokuormitustilanteessa kaavalla 16 (8, s. 49).

$$P = X F_R + Y F_A \quad \text{KAAVA 16}$$

X = laakerin säteiskerroin

Y = laakerin aksiaalikerroin

Jos $F_a / F_r \leq e$ tai jos kyseessä on vapaa laakeri, on laakerin dynaaminen ekvivalenttikuormitus yhtä suuri kuin laakerille kohdistuva radiaalikuormitus. Kerroin e selvitetään aksiaalikuorman F_r ja staattisen kantavuusluvun C_0 suhteen avulla.

Dynaaminen kantavuusluku lasketaan kaavalla 17 (7, s. 125).

$$C \geq L_{10}^{\frac{1}{p}} \cdot P \quad \text{KAAVA 17}$$

P = laakerin dynaaminen ekvivalenttikuormitus

p = eksponentti, jonka arvo kuulalaakereille on 3

Staattinen kantavuusluku lasketaan kaavalla 18 (7, s. 130).

$$C_0 \geq S_0 \cdot P_0 \quad \text{KAAVA 18}$$

S_0 = staattinen kantavuusvarmuus

P_0 = staattinen ekvivalenttikuormitus

Mitoitetaan ohjaava laakeri B. Lasketaan vaadittu kestoikä kaavalla 15, kun nimelliskestoian arvo on otettu lähteen 7 taulukosta 4.1 (7, s. 129).

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6} = \frac{60 \cdot 15 \frac{r}{min} \cdot 8000}{10^6} = 7,2 [10^6 \text{ kierrosta}]$$

Esivalitaan halkaisijan 30 mm laakeriksi laakeriyksikkö SY 30 FM, minkä $C = 19,5 \text{ kN}$ ja $C_0 = 11,2 \text{ kN}$ (8, s. 682).

Lasketaan aksiaalikuorman suhde staattiseen kantavuuslukuun ja selvitetään kerroin e lähteen 7 taulukon 4.2 mukaan (7, s. 136).

$$\frac{F_{BA}}{C_0} = \frac{1215N}{11200N} \approx 0,11 \Rightarrow e = 0,29$$

Lasketaan aksiaalivoiman suhde radiaalivoimaan ja verrataan tulosta kertoimeen e .

$$\frac{F_{BA}}{F_{BR}} = \frac{1215N}{182N} \approx 6,7 > e$$

Koska luku on suurempi kuin e , täytyy laakerin dynaaminen ekvivalenttikuormitus P laskea. Laakerin säteis- ja aksiaalikertoimet on valittu lähteen 7 taulukosta 4.2 (7, s. 129). Lasketaan dynaaminen ekvivalenttikuormitus kaavalla 16.

$$P = XF_{BR} + YF_{BA} = 0,56 * 182N + 1,5 * 1215N = 1924,4N$$

Nyt voidaan laskea dynaaminen kantavuusluku ja verrata sitä valitun laakerin dynaamiseen kantavuuslukuun kaavalla 17.

$$C \geq L_{10}^{\frac{1}{p}} * P \geq 7,2_{10}^{\frac{1}{3}} * 1924,4N \approx 3,7kN < 19,5kN$$

Selvitetään seuraavaksi staattinen kantavuusluku. Staattinen kantavuusvarmuus S_0 on normaalisti 1,0...1,5 jos käynnin tasaisuudelle ja hiljaisuudelle ei ole suuria vaatimuksia. Käytetään S_0 :n arvona lukua 1. Lasketaan staattinen kantavuusluku kaavalla 18.

$$P_0 = \text{Max } F_{BR} = 1215N$$

$$C_0 \geq S_0 * P_0 = 1 * 1215N = 1215N < 11,2 \text{ kN}$$

Todetaan, että dynaaminen kantavuusluku C ja staattinen kantavuusluku C_0 ovat sallituissa rajoissa esivalittuun laakeriin nähden.

Seuraavaksi mitoitetaan laakeri A. Koska kyseessä on vapaa laakeri, on tehollisvoima P yhtä suuri kuin laakerin radiaalikuorma. Lasketaan dynaaminen kantavuusluku kaavalla 17.

$$C \geq L_{10}^{\frac{1}{p}} * P \geq 7,2_{10}^{\frac{1}{3}} * 182N \approx 351,4 N$$

lasketaan laakerin A staattinen kantavuusluku kaavalla 18. Käytetään S_0 :n arvona lukua 1.

$$P_0 = \text{Max } F_{AR} = 182N$$

$$C_0 \geq S_0 * P_0 = 1 * 182N = 182N$$

Valitaan akselin halkaisijan perusteella vapaaksi laakeriksi A laakeriyksikkö SY 35 FM, jonka $C = 25,5 \text{ kN}$ ja $C_0 = 15,3 \text{ kN}$.

Tarkistetaan vielä molempien laakeriyksiköiden aksiaalivoiman rajoitukset sekä laakerin minimikuormat. Molempien laakereiden vaadittu minimikuormitus on $0,01 * C$ ja maksimi aksiaalikuormaksi sallitaan 20 % lasketusta radiaalikuormasta (9, s. 34).

Tarkistetaan ohjaavalta laakerilta B vaadittu minimikuormitus.

$$0,01 * 19,5kN = 0,195kN < 3,7kN$$

Tarkistetaan ohjaavan laakerin B sallittu aksiaalikuorma.

$$0,2 * 182N = 36,4N < 1,215kN$$

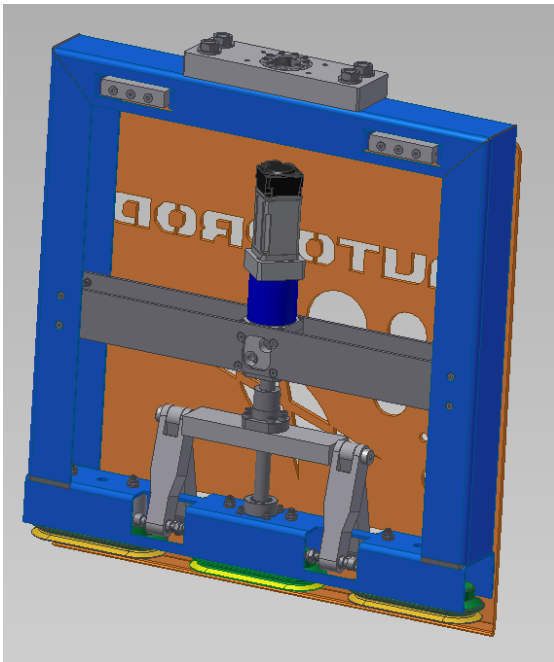
Tarkistetaan vapaan laakerin A minimikuormitus.

$$0,01 * 25,5kN = 255N < 351,4N$$

Molemmat laakerit ylittävät vaaditun minimikuormituksen rajan. Laakereille ei juurikaan tule radiaalikuormaa. Koska akselin kuormitus on käytännön tilanteessa hyvin vähäistä, ei aksiaalikuorman rajoitusta huomioida laakereiden valinnassa. Hyväksytään laskuissa valitut laakerit SY 30 FM ja SY 35 FM.

7.3 Tarttujan komponenttivalinnat

Tarttuminen puukappaleeseen toteutetaan luvun 6.2 mukaisesti servokäyttöisen nivelmekanismin avulla. Mekanismin rakenne käy ilmi kuvasta 12.



KUVA 12. Tarttujan valmis rakenne

Akseli kiinnitetään kuvassa 12 ylhäällä näkyvään kytkimeen. Kytkimeksi valittiin Tollok 139. Servomoottori mitoitettiin Mekanex Oy:n nettisivuilta löytyvän kuularuuvien vääntömomentin laskurilla (10). Käyttäen hyötysuhteen arvona 0,85, kierteen nousuna 5 mm ja luvussa 4.2 laskettua lineaarivoiman tarpeen arvoa 1 500 N, laskurin mukaan servomoottorilta tarvitaan 1,4 Nm vääntömomentti.

Servomoottoriksi valittiin Omronin Accurax G5 -sarjan 100-wattinen moottori. Moottori tuottaa 0,32 Nm vääntömomenttia, joka välitetään kuularuuville Wittensteinin välityssuhteen 10 suoravaihteen avulla. Ruuville saadaan teoreettista vääntömomenttia 3,2 Nm. Kuularuuvi liitetään vaihteeseen Movetec Oy:n maa-hantuoman EKL 5 sakarakytkimen avulla. Kuularuuviksi ja mutteriksi valittiin Hi-

winin valmistama, Movetec Oy:n maahantuoma kuularuuvi. Laakereiksi kuularuuville valittiin Hiwinin valmistamat FF12 ja FK10, joista ensimmäinen on vapaa laakeri ja jälkimmäinen on ohjaava laakeri.

Niveliin valittiin Nomo Kullager AB:n valmistamat liukulaakerit. Kiinnityksiin valittiin DIN-standardin mukaiset mutterit, pultit ja aluslevyt.

Tarttujan runko valmistetaan hitsaamalla Ruukki Laser 355 MC rakenneteräksestä. Samasta materiaalista valmistetaan myös rungon poikki menevät tukilevyt. Nivelosat, kytkimien pesät ja puristinlevyjen kiinnitysosat valmistetaan koneistamalla EN AW 6082 -alumiinista.

8 YHTEENVETO

Opinnäytetyössä suunniteltiin tuotantolinjalla sijaitsevaan puukappaleita kuljettavaan varastoportaaliin kääntötoiminto. Lisäksi siinä suunniteltiin paineilmatoimiston alipainetarttujen lisääväksi toiminnoksi mekaaninen tarttuja. Kääntötoiminnon tarkoituksena oli nopeuttaa tuotteen läpimenoaikaa. Mekaaninen tarttuja suunniteltiin, jotteivat puukappaleet irtoa alipainetarttujista käännön aikana.

Opinnäytetyössä suunniteltu laite tullaan valmistamaan ja toimeksiantaja tulee hyödyntämään opinnäytetyössä saavutettuja tuloksia tuotannossaan. Laitteen kokoonpano ja testaus päätettiin opinnäytetyön edetessä rajata pois.

Opinnäytetyössä suunniteltua laitetta ei pystytä suoraan käyttämään toimeksiantajan tuotantolinjan muissa laitteissa. Laitteen osaratkaisuja pystytään varmasti hyödyntämään tuotantolinjan suunnittelussa tarpeen tullen. Koska laite on suunniteltu tiettyyn tarpeeseen, jossa vaatimukset ja suunnittelua rajoittavat tekijät ovat tiukasti rajatut, ei tuotetta sellaisenaan pystytä hyödyntämään myöskään yrityksen ulkopuolisilla markkinoilla.

Käytännössä opinnäytetyö oli tuotekehitystyö. Työssä päätin käyttää mahdollisimman paljon hyväksi jo olemassa olevia osia, vaikka minulle annettiin vapaudet halutessani suunnitella kaikki laitteen osat uudestaan.

Suunnittelutyö aloitettiin perehtymällä ensin koko tuotantolinjaan ja sen toiminnallisuuteen. Heti aluksi huomasin, että opinnäytetyön aiheen pystyi jakamaan kahteen osaan, kääntötoimintoon ja tarttujaan. Kokonaisuuden jakaminen pienempiin osiin toimi ainakin minun kohdallani hyvin.

Suunnittelutyö eteni johdonmukaisesti systemaattisia tuotesuunnittelun periaatteita käyttäen ja se aloitettiin kääntötoiminnon suunnittelusta. Kun kääntötoimintoon oli saatu lopullinen ratkaisu, siirryttiin suunnittelussa tarttujan suunnitteluun.

Kun tekniset ratkaisut kääntötoimintoon ja tarttujaan oli valittu, mitoitin ja valitsin tarvittavat toimilaitteet ja komponentit. Laitteen ulkomuoto eli koko ajan suunnittelun edetessä ja lopullinen malli rakentui vasta sitten, kun toimilaitteet oli valittu.

Jos katsotaan vaatimuslistaa (liite 1), täytettiin laitteelta vaaditut ominaisuudet hyvin. Työn kaikki osat ovat standardiosia, osien valmistuskustannukset saatiin minimoitua suunnitteluteknisillä ratkaisuilla ja toimilaitteet valittiin tutuilta valmistajilta ja maahantuojilta.

Jälkikäteen mietittynä aikaa olisi pitänyt varata enemmän opinnäytetyöraportin laatimiseen ja viimeistelyyn. Mallinnuksen ja valmistuspiirustuksien viemä aika yllätti ja niiden tekeminen olisi pitänyt aloittaa aiemmin.

Työssä eniten jäi mietityttämään laakereiden valinta, koska aksiaalikuorman rajoitus päätettiin jättää huomioimatta. Koska kääntötoimintoa käytetään alle 3 tuntia vuorokaudessa ja akselin liikkeet vähäisiä, uskon laakereiden kestävän niille kohdistuvat hetkittäiset rasitukset.

Työ oli vaikeusasteeltaan sopivan haastava. Suurin aika työssä kului laitteen mallinukseen. Mallinnus tehtiin Inventor 2012 -ohjelmalla. Opinnäytetyö saatiin päätökseen lähtötietomuistioon (liite 2) kirjatun tavoitepäivämäärän mukaisesti.

LÄHTEET

1. Autoprod Oy. 2012. Saatavissa: <http://www.autoprod.fi/site/index.php/fi>. Hakupäivä 11.2.2014.
2. Airila, Mauri – Karjalainen, Jussi A. – Mantovaara, Urpo – Nurmi, Lasse – Ranta, Aarno – Verho, Arto 1985. Koneenosien suunnittelu 3. Porvoo: WSOY.
3. Ruukki standarditeräkset: vertailu, nimikkeet ja tunnuksset. 2014. Rautaruukki Oyj. Saatavissa: <http://www.ruukki.fi/~media/Finland/Files/Terastuotteet/Kuumavalssatut-Standardit/Ruukki-Kuumavalssatut-terakset-Standardi-terakset.pdf>. Hakupäivä 13.5.2014.
4. Valtanen, Esko 2012. Tekniikan taulukkokirja. 19. painos. Mikkeli: Genesis-Kirjat Oy.
5. Puun lujuusteknisiä ominaisuuksia. Puuinfo. Saatavissa: <http://www.puuinfo.fi/puun-lujuusteknisia-ominaisuuksia>. Hakupäivä 22.5.2014.
6. Selection Guide (Gripping Force). 2014. IAI America, inc. Saatavissa: http://www.intelligentactuator.com/partsearch/robocylinder/appndx74_Model_Selection_by_RCP2_Gripper.pdf. Hakupäivä 25.3.2014.
7. Blom, Seppo – Lahtinen, Pekka – Nuutio, Erkki – Pekkola, Kari – Pyy, Seppo – Rautiainen, Hannu – Sampo, Arto – Seppänen, Pekka – Suosara, Eero 1999. Koneenelimet ja mekanismit. Helsinki: Edita Prima Oy.
8. SKF Laakerikirja. 1991. Torino: Stamperia Artistica Nazionale.
9. Y-bearings and Y-bearing units. 2013. SKF Group. Saatavissa: <http://www.skf.com/binary/83-129182/13728-EN-Y-bearing-and-Y-b-units.pdf>. Hakupäivä 22.5.2014.
10. Vääntömomentin laskeminen ruuville. Mekanex Maskin AB. Saatavissa: http://www.mekanex.se/ber/fi-vridmom_skruvdrift.shtml. Hakupäivä 7.5.2014.

KV,VV,T	Vaatus	Tär- keys	pvm. Luotu	pvm. Muokattu
Geometria				
KV	Koko ja paino oltava kohtuullinen	*	12.2.2014	
Luotettavuus				
KV	Pystyttävä toistamaan kääntöliike luotettavasti	***	12.2.2014	
Turvallisuus				
KV	Laitteen liikkuvat mekaaniset osat on suojattava		12.2.2014	
KV	Laitteen tulee täyttää koneturvallisuusstandardit	**	12.2.2014	
Kestoikä				
KV	Oltava rakenteeltaan pitkäikäinen		12.2.2014	
Valmistus				
T	Käytetään mahdollisimman paljon standardiosia		12.2.2014	
T	Yksinkertainen ja helppo valmistaa		12.2.2014	
Käyttö				
VV	Kääntölaitteen käyttö < 3h vuorokaudessa		12.2.2014	
KV	Täysin automatisoitu		12.2.2014	
			12.2.2014	
Asennus				
T	Asennuksen tulee olla helppoa		12.2.2014	
Kunnossapito				
T	Jatkuvaa huoltoa ei tarvita		12.2.2014	
Kustannukset				
VV	Laitteen kustannukset pysyttävä kohtuuden rajoissa		12.2.2014	

LÄHTÖTIETOMUISTIO

Tekijä

Matti Hartikainen

Tilaaja

Autoprod Oy, Vihikari 10, Kempele

Tilaajan yhdyshenkilö ja yhteystiedot

Matti Ylitalo

Työn nimi

Varastoportaalin puukappaletarttujan suunnittelu

Työn kuvaus

Varastoportaalin tartuntaelimen kääntölaitteen suunnittelu. Työ sisältää kääntömekanismin suunnittelun. Toimilaitteiden valinta sekä tarpeen mukaan imukupien valinta.

Työn tavoitteet

Laitekokonaisuuden valmistuspiirustukset ja osalistat. Mahdollisesti kokoonpano ja testaus. Kappaleen kääntönopeuden määrittäminen.

Tavoiteaikataulu

30.5.2014

Päiväys ja allekirjoitukset

17/1/2014_____17/1/2014

Matti Hartikainen_____Matti Ylitalo